

⑩日本国特許庁 (JP)

⑪特許出願公開

⑫公開特許公報 (A) 平2-171373

⑬Int.Cl.<sup>3</sup>  
B 60 T 8/58

識別記号  
A

序内整理番号  
6510-3D

⑭公開 平成2年(1990)7月3日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全6頁)

⑮発明の名称 車両用ブレーキ装置

⑯特 題 昭63-325971

⑰出 題 昭63(1988)12月26日

⑱発明者 松本 真次 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社  
内

⑲発明者 山口 博嗣 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社  
内

⑳発明者 井上 秀明 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社  
内

㉑発明者 波野 雄志 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社  
内

㉒出願人 日産自動車株式会社

㉓代理人 弁理士 杉村 晓秀 外1名

明細書

1. 発明の名称 車両用ブレーキ装置

2. 特許請求の範囲

1. 車両旋回時に、その旋回状態を検知して出力するセンサ群と、そのセンサ群からの出力により安定した旋回が可能な限界を計算して推定し、その旋回状態が安定した旋回が可能な限界に近づいた場合に応動して出力する手段と、その手段の出力により車両を减速させる手段とを備えることを特徴とする車両用ブレーキ装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

この発明は、車両が常に安定した旋回ができるようにした車両用ブレーキ装置に関するものである。

(従来の技術)

従来の車両用ブレーキ装置としては、例えば特開昭59-137245号公報等に開示されているものがある。

また、運転者がブレーキをかけない場合に、積

極的にブレーキをかける例としては、トラクションコントロールシステム(特開昭60-43133号)などがある。

(発明が解決しようとする課題)

しかしながら、前者(特開昭59-137245号)のような従来の車両用ブレーキ装置にあっては、運転者がブレーキをかけないとブレーキが作動しないようになっていたため、運転者の予想に反してコーナーのカーブが急であった場合などの状況下においてオーバースピードでコーナーに入り込んだときには、運転者の急ブレーキ操作や、急ハンドル操作によって車両が不安定になってしまうという問題点があった。

また後者(特開昭60-43133号)のようなトラクションコントロールシステムは、單に駆動輪のスリップを抑えることにより、その車輪の慣力を確保して車両の安定性を保つシステムであり、前記のようなオーバースピードでコーナーに入り込んだ場合や、旋回中に舵をきり地すことにより、車両の安定性が限界に近づいた場合などにお

特開平2-171373 (3)

と同様のアクチュエータであり、20, 40はアンチスキッド用のリザーバタンクと同様のリザーバタンクである。19, 29はポンプであり、9のポンプと同一のものでもよい。11, 21, 31, 41は電磁弁、12, 22, 32, 42はキャリバ、13, 23, 33, 43はディスクローターであり、それぞれも積分である。14はコントローラであり、a<sub>1</sub>～a<sub>4</sub>は各輪の車輪センサ51からの出力信号であり、アンチスキッドやトラクションコントロールに用いられる。b<sub>1</sub>は操舵角センサ53からの出力信号、a<sub>5</sub>, a<sub>6</sub>はそれぞれ前後、左右の加速度センサ52a, 52bからの信号である。また、ヨー角加速度センサ55と、各輪の油圧センサ56、および各種スイッチ群54は省略してある。b<sub>2</sub>はエンジン出力調整器への制御信号である。

車両の旋回時には、遠心力による横方向加速度により車両は旋回の外側にふくらもうとする。この時運転者は、ステアリングを操作することにより前輪の横力を増加させ、車両が旋回の外側にふくらまないようにして目標のコースを走ろうとす

る。しかしながら、ある車速で旋回走行している車両の目標旋回半径が安定した旋回が可能な半径以下である場合には、操作を行っても発生しうる横力よりも車両に働く遠心力の方が大きいために、車両は横すべりをはじめて目標のコースを走ることができない。すなわち第8図に示すような、R<sub>c</sub> < R<sub>l</sub>となるような道路上を車両Aが旋回半径R<sub>c</sub>で限界走行中に、さらにきつい旋回半径R<sub>l</sub>へと進入した際に目標コースB上を走ることができず、目標コースCのように外側にはみ出してしまうようになる。また車両がある旋回半径で限界走行している状態で、加速した場合にも同様に車両が横すべりをはじめて目標のコースを走ることが出来なくなる。

従って、本発明は、旋回走行時に、その旋回状態に応じて車両が安定した旋回の可及な限界に近づいたときに、すばやく車両を减速させることにより、車両が限界を越えないように制御して車両の旋回安定性を確保するようにした。

次に、第3図のECU 14による制御の詳細を第

4図のフローチャートについて説明する。

まず、ステップ100で4輪の各車輪速度V<sub>PL</sub>, V<sub>PR</sub>, V<sub>RL</sub>, V<sub>RR</sub>(PL---左前輪、PR---右前輪、RL---左後輪、RR---右後輪)を入力し、ステップ101で操舵角θを入力し、ステップ102において車両の前後方向、および左右方向の加速度x, yを入力する。そして、ステップ103で各車輪速度、および車体前後加速度より車体速度Vを換算し、ステップ104において各車輪速度、およびステップ103で求めた車体速度Vより各輪のスリップ率S<sub>i</sub>を求める。ただし

$$S_i = \frac{V_i - V}{V} \quad (i=PL, PR, RL, RR) \text{ である。}$$

ステップ105では車体速度Vおよび車体左右加速度yより旋回半径Rを換算する。

$$\text{ただし } R = \frac{V^2}{y}$$

である。ステップ106では現在の車体速度Vにおける限界旋回半径R<sub>l</sub>を車体速度Vから求める。例えば、車両によって定まる限界車体左右加速度

をy<sub>l</sub>とすると、

$$R_l = \frac{V^2}{y_l}$$

である。ステップ107では現在の旋回半径Rにおける限界旋回速度V<sub>l</sub>を旋回半径Rより求める。

限界車体左右加速度y<sub>l</sub>とすると、  
V<sub>l</sub> =  $\sqrt{R \cdot y_l}$ である。また、上記の限界車体左右加速度y<sub>l</sub>は、各輪のスリップ率S<sub>i</sub>に応じて変化させてよい。また、各輪のスリップ率S<sub>i</sub>の状態によってはアンチスキッド、またはトラクションコントロールの制御を優先させてもよい。

そして、ステップ108では旋回半径Rが限界旋回半径R<sub>l</sub>に対して、または、車体速度Vが限界旋回車速V<sub>l</sub>に対してどういう値にあるかを判断し、ある許容値を超えた場合にはステップ109にすすんでシステムを作動させ、許容値を超えない場合にはシステムは作動させない。ここで、許容値kV<sub>l</sub>, kh<sub>l</sub>の係数k, h(k, hは1よりも若干小さい係数)は予め定めておく。ステップ109では

特開平2-171373 (4)

車体速度  $V$ 、限界車体速度  $V_L$ 、旋回半径  $R$ 、限界旋回半径  $R_L$  より目標減速度  $\ddot{V}^*$  を演算し、ステップ110 では目標減速度  $\ddot{V}^*$  を得るための目標ブレーキ油圧 ( $P_{br1}^*$ ,  $P_{br2}^*$ ,  $P_{br3}^*$ ,  $P_{br4}^*$ ) を演算する。ステップ111 では圧力切り換え弁7を0H(第3図右側の状態)にする。これによりアクチュエータ8内の油圧がブランジ+5, 6に作用して、該ブランジ+5, 6内の圧波が圧力調整器11, 21, 31, 41個に送られる。次のステップ112 で目標ブレーキ油圧を得るための圧力調整器(11, 21, 31, 41)のソレノイドへの供給電流  $i_{br1}$ ,  $i_{br2}$ ,  $i_{br3}$ ,  $i_{br4}$  を求め、ステップ113 で各ソレノイドに電流を供給してブレーキ圧力制御を行うことにより車両の減速度を得る。すなわち、圧力調整器(11, 21, 31, 41)について、それぞれ弁位置を第3図の左側の位置にすると、ブランジ+5, 6からブレーキのキャリパ12, 22, 32, 42へ圧波が送られて、ブレーキ油圧が増圧される。また、弁位置が中立位置にあるときには、液路が遮断されることによりブレーキ油圧は一定に保持

される。一方、弁位置が右側の位置にあるときにはブレーキ波はリザーバタンク20, 40側へ戻される。このように圧力調整器(11, 21, 31, 41)の切換位置を制御することによりブレーキ圧が制御される。なお、リザーバタンク20, 40の圧波はポンプ19, 29によりリザーバタンク3に戻される。一方、ステップ114 では目標減速度  $\ddot{V}^*$  を得るためのエンジン出力制御信号を演算する。例えば、スロットル開度によりエンジン出力を制御する場合には、ブレーキによって得られる減速度との関係を考えて目標スロットル開度を決定し、目標スロットル開度を得るために制御信号を演算する。そして、ステップ115 でエンジン出力調整器を駆動する。前記した例ではスロットルを駆動することになる。

第5図は他の実施例のフローチャートを示すもので、この実施例は、前記した第1実施例に対して各ホイールシリング油圧を検知することにより、目標のホイールシリング油圧を正確に得ようとするものであり、エンジン出力は制御しない例である。

各輪のホイールシリング油圧を検知する油圧センサをつけることにより、第3図に示すような構成のシステムを用いると、各輪のホイールシリング油圧を正確に、しかも任意に変化させることができる。したがって、車両が安定した旋回が可能な限界に近づいた場合に車両を挾送させると、単に通常のブレーキと同様な單一の油圧配分(制動力配分)ではなく、プロポーショニングバルブ付を含む車両の挾送中に、車両が不安定とならないように油圧(制動力)を配分することが可能となる。すなわち、旋回内方後輪側を低減して横力を確保するようにする(第6, 7図参照)。すなわち、従来の旋回内方後輪側の制動力が  $F_r$ 、横力が  $F_x$  であったのに対して、制動力を  $\delta F$ だけ減少させることにより、横力を  $\delta F$ だけ増加させることができる。これにより従来のスピンドルメント  $M$ を  $M_1$ だけ減少させることができ、車両を安定化させることができる。

また油圧センサだけでなく、ヨーレイットセンサ、ヨー角加速度センサ、横すべり角センサ、および

路面センサなどを取り付けることでさらに正確に車両の旋回状態を検知することにより車両挾動をより一層安定させることができる。

(発明の効果)

上述のように、この発明においては、車両旋回時に、車両が安定した旋回が可能な限界に近づいた場合に、積極的(自動的)に車両を挾送させることができるようにしたため、この発明によれば、車両旋回時に、運転者の意志にかからず車両が安定した旋回が可能な限界を越えないように制御され、運転者の予想に反してコーナーのカーブが急である場合などにオーバースピードでコーナーに突入した場合においても、しばらく適正な車両の挾送が行われることによって、運転者がパニック状態におちいることによる急ブレーキ操作や、急ハンドル操作を阻止して車両の安定性を確保することができるという効果が得られる。

またこの発明によれば、上記のような不意に車両が危険な状態になるのを防ぐのとは逆に、運転者が高速で、コーナーを曲がりたい場合には、車

特開平2-171373 (5)

両の安定性を確保しうる最高の速度でコーナーを走行する。エンジン曲がることが可能になるという効果も得られる。

#### 4. 図面の簡単な説明

図1 図は本発明の装置を示す概要図

第2図は本発明の一実施例の全構成を示すプロトタイプ出願人 日産自動車株式会社

第3図は第2図中の油圧系および電子回路の一 代理人弁理士 岩 村 雄  
部を示すオフセット図。

第4図は第2図のECUの演算処理を示すフローテーブル

第5図は他の実施例の清算処理を示すフローチャート

図 6 网体擴充率と鉄歯率の関係図

### 第3回は横方向力と側動力の関係

第1圖は重音の発音時の説明図、  
第2圖は重音の発音音節の説明図である。

第8圖は直角の曲線進行時の説明図である。

#### a ... 颈凶状恐授知手段

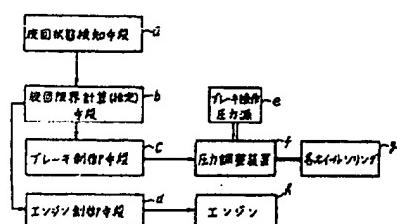
### b … 旋回限界計算（推定）手順

c … ブレーキ制御手段 d … エ

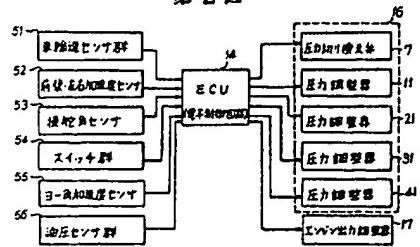
e … ブレーキ操作圧力源

f … 壓力調整器 g … 各ホイールシリンダ

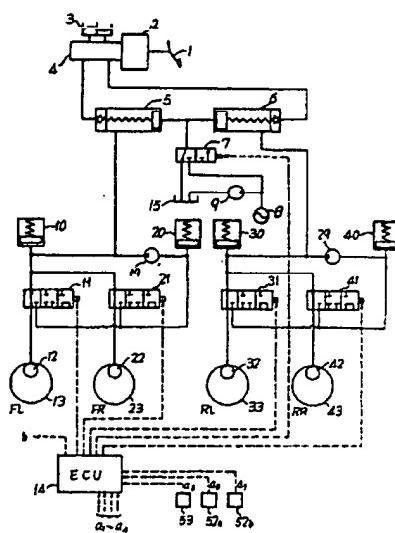
### 第1圖



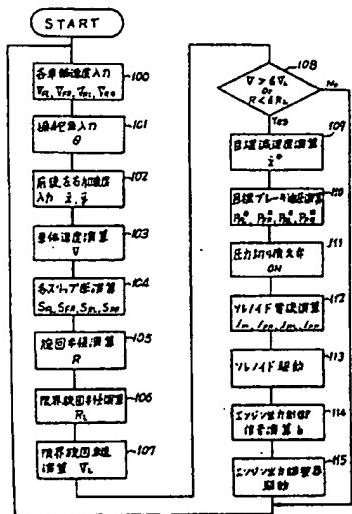
第2圖



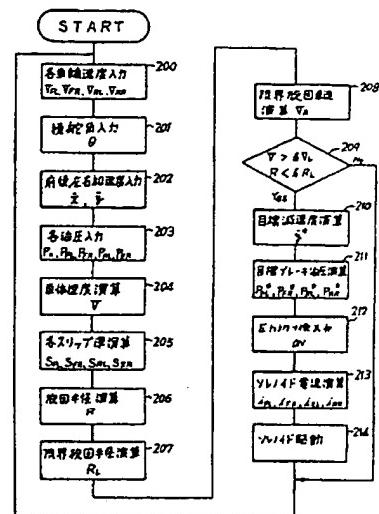
第3图



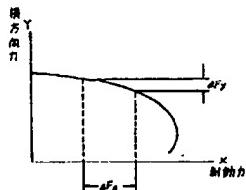
第4図



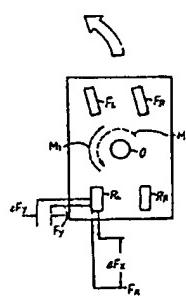
第5図



第6図



第7図



第8図

